УДК 631.3.072+631.3.072.3

DOI 10.22314/2073-7599-2018-11-5-3-8

ДИНАМИКА МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ: КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ С НЕСИММЕТРИЧНО ПРИСОЕДИНЕННЫМ ПОЛУНАВЕСНЫМ ПЛУГОМ

Горин Г.С.^{1*},
докт. техн. наук;

Годжаев З.А.²,
докт. техн. наук;

Головач В.М.³,
инженер;

Кузьмин В.А.²,
инженер

¹Государственный комитет по науке и технологиям Республики Беларусь, ул. Академическая, 1, Минск, 220072, Республика Беларусь, *e-mail: genadz_gorin@mail.ru

²Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, 1-й Институтский проезд, 5, Москва, 109428, Российская Федерация

³Белорусский государственный аграрный технический университет, Проспект Независимости, 99а, Минск, 220023, Республика Беларусь

Рассмотрены условия поддержания курсовой устойчивости ходовой системы трактора с заблокированными межосевым и межколесными приводами при работе с асимметричной тяговой нагрузкой. Для определения полюса трения и центров вращения колес использованы основные положения математической теории трения. Показано, что полюс трения расположен вблизи центра пятна контакта наиболее нагруженного заднего колеса трактора. Установлено, что на курсовую устойчивость трактора влияют продольные силы, внешние боковые отрицательные силы, вызванные наклоном корпуса в поперечной плоскости, и положительные, вызванные смещением тяговой нагрузки. Отмечено, что основной силовой характеристикой симметрично присоединенного к трактору плуга служит сила, которую рассчитывают на основе сил, действующих в корпусе плуга. Выявлено, что для поддержания курсовой устойчивости трактора при несимметричном присоединении плуга к трактору в шарнире сочленения следует приложить положительную боковую силу, направленную к центру скоростей, а к плугу – противоположно направленную реакцию для перераспределения боковых нагрузок на полевые доски пахотных модулей. Рассчитана динамика сил симметричного 6-корпусного плуга, координаты результирующих сил при асимметричном его присоединении. Показано, что при пахоте стерни с тяговой нагрузкой 40 кН, смещенной на поперечное расстояние 1 м, для поддержания прямолинейности курсового движения в шарнире присоединения полунавесного плуга к трактору должна быть приложена боковая сила 2,7-3,5 кН. При этом к переднему колесу, движущемуся по дну борозды, приложена боковая реакция 15,3 кН.

Ключевые слова: тягово-транспортное средство, передний и задний ведущие мосты, межосевой блокированный и дифференциальный приводы, межколесный дифференциал, угол увода колеса.

■ Для цитирования: Горин Г.С., Годжаев З. А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Динамика машинно-тракторных агрегатов: курсовая устойчивость с несимметрично присоединенным полунавесным плугом // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2017. №5. С. 3-8.

DYNAMICS OF MACHINE AND TRACTOR UNITS: YAW STABILITY WITH ASYMMETRICALLY ATTACHED SEMI-INTEGRAL PLOUGH

Gorin G.S.^{1*},
Dr. Sc. (Eng.);

Godzhaev Z.A.²,
Dr. Sc. (Eng.);

Golovach V.M.³;

Kuzmin V.A.²

¹State Committee on Science and Technology of the Republic of Belarus, Akademicheskaya St., 1, Minsk, 220072, Republic of Belarus, *e-mail: genadz_gorin@mail.ru

²Federal Scientific Agricultural Engineering Center VIM, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, 109428, Russian Federation

³Belarusian State Agrarian Technical University, Nezavisimosti av., 99a, Minsk, 220023, Republic of Belarus

The conditions of maintenance of yaw stability of the undercarriage of a tractor with the blocked interaxial and inter-wheel drives at work with the asymmetrical traction load are observed. Fundamental principles of the mathematical theory of friction are used for definition of a pole of friction and the pivot centres of wheels. The friction pole is in close proximity to the centre of a contact patch of the most loaded rear wheel of a tractor. Course stability of the tractor is influenced by

the longitudinal forces, external side negative forces caused by a bottom pitch in the cross plane, and positive ones, caused by the shift of traction loading. The main power characteristic of the plow which is symmetrically mounted to the tractor is force which is counted on the basis of forces operating in the plow bottom. For maintenance of course stability of the tractor in case of asymmetrical mounting of a plow to the tractor a positive side force directed to the center of speeds should be applied in the joint. Opposite directed reaction is imposed on a plow for redistribution of side loads. The forces of asymmetric six-bodies plough, coordinates of the resulting forces in case of its asymmetrical attachment are calculated. During the ploughing of a harvested field with a traction load of 40 kN, displaced laterally by 1 m with the purpose of maintenance of directional stability, a lateral force of 2.7-3.5 kN should be applied to the tractor in the joint of attachment of semi-integral plough. At the same time a lateral force of 15.3 kN is applied to the front wheel, moving on furrow bottom.

Keywords: Tractive vehicle; Front-wheel and rear-wheel drives; Inter-axle lockable differential; Inter-wheel differential; Wheel slip angle.

■ **For citation:** Gorin G.S., Godzhaev Z.A., Golovach V.M., Kuzmin V.A. Dynamics of machine and tractor units: yaw stability with asymmetrically attached semi-integral plough. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny iologii. 2017; N5: 3-8. DOI 10.22314/2073-7599-2018-11-5-3-8* (In Russian).

Тенденция развития мобильных энергетических средств (МЭС) показывает, что одним из основных направлений является их интеллектуализация – автоматизация отдельных агрегатов и роботизация МЭС в целом. МЭС служат также основными средствами реализации технологии точного земледелия, где вопросы позиционирования энергосредства на местности, их курсовой устойчивости, обеспечения точности внесения удобрений пестицидов, гербицидов, минеральных удобрений, выполнения посева, а также пахотных и других сельскохозяйственных операций требуют особого внимания. В связи с этим необходимо разрабатывать алгоритмы, методы и средства, обеспечивающие выполнение этих требований с учетом динамики движения МТА.

Динамика МТА – раздел сельскохозяйственной механики, в котором, в частности, рассматриваются с учетом сил инерции задачи взаимодействия трактора с сельскохозяйственным орудием. Всего выделены три основных свойства МТА на базе тягово-технологического средства (ТТС) – это тяговая динамика в составе МТА, курсовая устойчивость (КУ) и поворачиваемость, или управляемость [1, 2]. Тяговая динамика ТТС может быть рассмотрена как теория взаимодействия трактора с орудием с учетом их малых взаимных перемещений в продольно-вертикальной плоскости [3-6].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ – установить условия, при которых достигается прямолинейность курсового движения МТА при работе с асимметричной тяговой нагрузкой.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ. Алгоритмы расчета курсовой устойчивости основаны на расчетно-экспериментальных исследованиях [7, 8]. В качестве отправного положения принята математическая теория трения Ф.А. Опейко, которая вытекает из трудов известных механиков Н.Е. Жуковского и др.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ. Расчетная схема. Рассмотрим курсовую устойчивость малогабаритного средства с неразрезным мостом. При тяговой

нагрузке $P_T=40$ кН продольные усилия в нижних тягах навесного устройства (НУ) составили [9-11]:

- в левой $F_{лев} = 28,16$ кН и правой $F_{прав} = 11,57$ кН, если названные тяги зафиксированы с помощью стяжек и шарнирного сочленения на продольной оси симметрии трактора;

- $F_{лев,1} = 27,16$ кН и $F_{прав,1} = 11,57$ кН, если названные тяги не зафиксированы и самоустанавливаются в положении, повернутом относительно среднего на угол 3° [12]. Буксование колеса, которое перемещается по поверхности поля, $\delta_4 = 0,0922$ больше, чем $\delta_3 = 0,0837$.

Способность трактора противостоять уводу, а следовательно, прямолинейность курсового движения повышают путем блокирования межосевого и межколесного приводов:

- при криволинейном движении колес со сдвигом контактного отпечатка возникают продольные дополнительные тангенциальные реакции (ДТР), паразитные силы $R_i^{S\delta}$, которые геометрически суммируются с силой сопротивления качения P_{fi} и касательной силой тяги P_{ki} . Величину и направление этих сил связывают с положением центров вращения i -колес, которое характеризуется продольными ℓ_{xi} и поперечными ℓ_{yi} эксцентриситетами;

- если межколесный дифференциал (МКД) заблокирован, то центры вращения колес совпадают с полюсом трения, что существенно облегчает расчеты. Если ходовая система трактора имеет четыре заблокированных ведущих колеса, то полюс трения расположен в зоне контакта с почвой колеса-лидера, на которое приходится наибольшая нормальная нагрузка.

Расчет нормальных нагрузок на колеса трактора. На рисунке 1 показана схема сил, действующих на трактор с несимметрично присоединенным посредством задней навески полунавесным плугом при движении правыми колесами в борозде. Для нахождения δ_i^0 на каждом i -колесе запишем выражения для расчета нормальных нагрузок на колеса:

$$N_1 = \frac{G_{12}}{2} - \frac{M_{\text{опр}}^{\text{прод}}}{L} + \frac{M_{\text{опр}}^{\text{поп}}}{B}, \quad (1)$$

$$N_2 = \frac{G_{12}}{2} - \frac{M_{\text{опр}}^{\text{прод}}}{L} - \frac{M_{\text{опр}}^{\text{поп}}}{B}, \quad (2)$$

$$N_3 = \frac{G_{34}}{2} + \frac{M_{\text{опр}}^{\text{прод}}}{L} + \frac{M_{\text{опр}}^{\text{поп}}}{B}, \quad (3)$$

$$N_4 = \frac{G_{34}}{2} + \frac{M_{\text{опр}}^{\text{прод}}}{L} - \frac{M_{\text{опр}}^{\text{поп}}}{B}, \quad (4)$$

где G_{12} , G_{34} – составляющие веса трактора, приходящиеся соответственно на переднюю и заднюю оси; L – продольная колесная база трактора; $M_{\text{опр}}^{\text{прод}}$ – опрокидывающий момент в продольной плоскости:

$$M_{\text{опр}}^{\text{прод}} = (Q_y^a + Q_y^b + Q_y^c) \cdot l_{\text{кр}} + (T_{AB}^{\text{II}} + P_{AB}^{\text{II}}) \cdot m_3 - T_{CD} \cdot (m_3 + r_{BC}) + M_{f_{\text{II}}} + M_{f_{\text{III}}}, \quad (5)$$

где Q_y^a , Q_y^b , Q_y^c – вертикальные составляющие внешних сил в тягах НУ; T_{CD} – продольная составляющая усилия в верхней тяге CD НУ; m_3 – высота оси подвеса – расстояние по нормали от опорной поверхности до шарнира в навесном устройстве (оси подвеса); r_{BC} – вертикальное расстояние между точками крепления нижней и верхней тяг на тракторе; $M_{f_{\text{II}}}$, $M_{f_{\text{III}}}$ – моменты сопротивления качению передних и задних колес:

$$M_{f_{\text{II}}} = f \cdot G_{12} \cdot r_{\text{к1}}, \quad M_{f_{\text{III}}} = f \cdot G_{34} \cdot r_{\text{к3}}. \quad (6)$$

$M_{\text{опр}}^{\text{поп}}$ – опрокидывающий момент в поперечной плоскости:

$$M_{\text{опр}}^{\text{поп}} = [(T_{AB}^{\text{II}} + T_{AB}^{\text{I}}) \cdot m_3 - T_{CD} \cdot (m_3 + r_{BC})] \cdot \text{tg} \Delta, \quad (7)$$

где Δ – угол отклонения линии тяги в горизонтальной плоскости (рис. 1).

У трактора классической схемы в статике наиболее нагружены задние колеса, а при пахоте с несимметричной тяговой нагрузкой – колесо, которое движется по дну борозды, открытой предыдущим проходом плуга. На рисунке 1 это колесо отмечено индексом $i = 3$. Продольные ДТР, вызванные поворотом корпуса вокруг полюса трения, приложены к внутренним колесам: R_4^{S6} – к заднему и R_2^{S6} – к переднему. Боковые ДТР не рассматриваются, так как предполагается, что боковые составляющие сдвигов S_i относительно малы ввиду того, что рассматриваются малые отклонения от прямолинейности курсового движения.

Кинематика курсового движения. Результирующие буксования каждого i -колеса формируются путем сложения буксований δ_i^0 , определенного характеристиками прямолинейного движения, и приращений, вызванных сдвигами пятен контакта ко-

Рис. 1. Кинематика пахотного агрегата и схема сил [9]

Fig. 1. Kinematics of the tillage unit and scheme of forces [9]

Рис. 2. Схема для расчета отклоняющих моментов, действующих на заднем навесном устройстве

Fig. 2. Scheme for calculation of rejecting moments acting on rear mounted implement

лес – центральными $\Delta_i^{\text{МБП}}$ (при заблокированном МБП) и боковыми $\Delta_i^{\text{МКД}}$ (при заблокированном МКД):

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \delta_1^0 + \Delta \delta_1^{\text{МБП}}, \quad \delta_2 = \delta_2^0 - \Delta \delta_2^{\text{МКД}} + \Delta \delta_2^{\text{МБП}}, \\ \delta_3 &= \delta_3^0 - \Delta \delta_3^{\text{МБП}}, \quad \delta_4 = \delta_4^0 - \Delta \delta_4^{\text{МКД}} - \Delta \delta_4^{\text{МБП}}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\Delta \delta_i = \Delta_i^{\text{МКД}} \pm \Delta_i^{\text{МБП}}$ – приращения буксований каждого i -колеса.

Отсюда:

$$\begin{aligned} \Delta \delta_1 &= \delta_1 - \delta_1^0, \quad \Delta \delta_2 = \delta_2 - \delta_2^0, \\ \Delta \delta_3 &= \delta_3 - \delta_3^0, \quad \Delta \delta_4 = \delta_4 - \delta_4^0, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} \delta_1 &= (V_{T1} - V) / V_{T1}, \quad \delta_2 = (V_{T2} - V) / V_{T2}, \\ \delta_3 &= (V_{T3} - V) / V_{T3}, \quad \delta_4 = (V_{T4} - V) / V_{T4}, \end{aligned} \quad (10)$$

здесь $V_{Ti} = \omega_{ki} r_{ki}$ – теоретические скорости i -колес, ω_{ki} – угловые скорости вращения колес трактора, r_{ki} – радиусы качения i -колес трактора в свободном режиме, V – рабочая скорость движения.

При прямолинейном движении для каждого i -ко-

леса справедливы и следующий соотношения:

$$P_{ji}^0 = P_{\text{тж}}^0 + P_{\text{л}}^0, \quad P_{ji}^0 = \varphi_{\text{тж}} N_i (1 - e^{-\delta_i}), \quad (11)$$

• величины буксования i -колес при прямолинейном движении одинаковые:

$$\delta_i^0 = -\frac{\ln(1 - P_{ji}^0 / \varphi_{\text{тж}} N_i)}{\beta_i}. \quad (12)$$

В соответствии с данной расчетной схемой радиусы поворота центров вращения заблокированных колес переднего ведущего моста (ПВМ) и заднего ведущего моста (ЗВМ) определяют по формулам [8, 9]:

$$R_{12}^* = \frac{B_{12}}{\Delta\delta_2 - \Delta\delta_1}, \quad R_{34}^* = \frac{B_{34}}{\Delta\delta_4 - \Delta\delta_3}, \quad (13)$$

где, B_{12} и B_{34} – ширина колеи колес ПВМ и ЗВМ соответственно;

$\Delta\delta_1, \Delta\delta_2, \Delta\delta_3, \Delta\delta_4$ – приращения буксований заблокированных колес (по характеристикам прямолинейного движения), вызванные асимметрией тяговой нагрузки.

Углы увода колес, вызванные продольными сдвигами пятен контактов их колес, определяют из соотношения:

$$\begin{aligned} (-e_{x12} + \frac{B_{12}}{\Delta\delta_2 - \Delta\delta_1}) \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сн}} = \\ = L + (e_{x34} + \frac{B_{34}}{\Delta\delta_4 - \Delta\delta_3}) \operatorname{tg} \varphi_{34}^{\text{сн}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Поперечные эксцентриситеты (смещения от середины моста центра вращения заблокированных колес соответственно ПВМ и ЗВМ) находят по формуле:

$$\begin{aligned} e_{x12} &= B_{12} \frac{\Delta\delta_1}{\Delta\delta_2 - \Delta\delta_1}, \\ e_{x34} &= B_{34} \frac{\Delta\delta_3}{\Delta\delta_4 - \Delta\delta_3}. \end{aligned} \quad (15)$$

При работе с необоротными плугами больше буксуют колеса левого борта $i = 2$ и $i = 4$ (для рассматриваемого случая $\Delta\delta_1 = 0,030$; $\Delta\delta_4 = 0,032$), а не правого ($\delta_1 = 0,0013$; $\Delta\delta_3 = 0,0022$).

На поле рисунка 1 приведены рассчитанные радиусы поворота МТА. Продольные смещения центра скоростей назад за заднюю ось трактора достигают $x = 5,7$ м при $P_{\text{кр}} = 40$ кН и $\angle = 15^\circ$. Центр скоростей трактора при этом находится напротив 3-го или 4-го корпусов плуга.

При этих условиях радиус поворота полюса вращения равен:

$$R_{34}^* = \frac{B_{34}}{\delta_4 - \delta_3} = \frac{1,8}{0,0922 - 0,0837} = 211,8 \text{ м} \quad (16)$$

Кроме продольных сил на курсовую устойчивость влияют внешние боковые (6,88 кН) отрица-

тельные силы, вызванные наклоном корпуса в поперечной плоскости $\beta = 8,78^\circ$, и положительные, вызванные смещением тяговой нагрузки. Для поддержания прямолинейности курсового движения следует повернуть управляемые колеса на угол, примерно равный:

$$\alpha_{12} = \operatorname{arctg} \frac{B_{34}}{R} = \frac{1,8}{100 \dots 200} = 0,50 \dots 1,15^\circ. \quad (17)$$

Распределение сил, действующих на полунавесные плуги. Случай симметрично присоединенного плуга. Основной силовой характеристикой симметрично присоединенного к трактору плуга служит сила, которую рассчитывают на основе сил, действующих в корпусе плуга. Ее характеризуют составляющие сил рабочего сопротивления $R_{xj}^0, R_{yj}^0, R_{zj}^0$ j -корпусов и составляющие отклоняющих моментов сопротивления $M_{xj}^0, M_{yj}^0, M_{zj}^0$, которые приводятся к главному вектору сил R_{xyz} и главному моменту M_{xyz} . Примем силовую характеристику распределения сил:

$$R_z^0 = R_x^0 \operatorname{tg} \zeta, \quad (18)$$

где для плугов, выпускавшихся ПО «Одессапочво-маш», $\zeta = 25^\circ$ [15]. Для современных корпусов *Kverneland* данные об угле ζ неизвестны.

С учетом изложенных предпосылок рассчитаем точки приложения результирующих сил 6-корпусного плуга с шириной захвата корпуса $b = 0,5$ м, глубиной вспашки $a = 0,22$ м. Примем для j -корпусов $R_{xj}^0 = 3,85$ кН, $R_{zj}^0 = 1,8$ кН, а усилия, действующие на полевую доску, $-F_{zj}^0 = R_{zj}^0$; $F_{xj} = \mu F_{zj}$. При $\mu = 0,5$ получим $F_x^0 = 0,9$ кН.

Рассчитаем такие результирующие суммы сил, приложенных к 6-корпусному плугу:

- продольных – корпусов $R_{x\Sigma}^0 = 3,85 \cdot 6 = 23,1$ кН;
- боковых – полевых досок $R_{z\Sigma}^0 = F_{z\Sigma}^0 = 1,8 \cdot 6 = 10,8$ кН;
- продольных суммарных $R_{x\Sigma} = 5,4$ кН,

$$R_{x\Sigma} + F_{z\Sigma} = 28,5 \text{ кН};$$

- результирующих

$$R_x^0 = \sqrt{(R_{x\Sigma}^0)^2 + (R_{z\Sigma}^0)^2} = 25,5 \text{ кН}, \quad (19)$$

$$R_{\text{рез}}^0 = \sqrt{(R_{x\Sigma}^0 + F_{z\Sigma}^0)^2 + (R_{z\Sigma}^0)^2} = 29 \text{ кН}. \quad (20)$$

Определим координаты точек их приложения относительно шарнира в точке E для всех корпусов:

- продольную – приложения результирующей боковых сил:

$$x_R^0 = \sum_{j=1}^6 \frac{R_{zj}^0 x_j}{R_{z\Sigma}^0} = \frac{1,8(1,5 + 2,5 + 3,5 + 4,5 + 5,5 + 6,5)}{10,8} = 4 \text{ м},$$

- поперечную – приложения результирующей продольных сил j -корпусов:

$$x_R^0 = \sum_{j=1}^6 \frac{R_{xj}^0 x_j}{R_{x\Sigma}^0} = \frac{3,85(-0,25 + 0,25 + 0,75 + 1,25 + 1,75 + 2,25)}{23,1} = 1,0 \text{ м};$$

- поперечную – приложения результирующей продольных сил полевых досок:

$$x_R^0 = \sum_{j=1}^{n=6} \frac{F_{xj}^0 z_j}{F_j^0} = \frac{0,9(0+0,5+1,0+1,5+2,0+2,5)}{5,4} = 1,25 \text{ м.}$$

Для симметрично присоединенного полунавесного плуга угол наклона результирующей силы к продольной оси x равен:

$$\xi = \arctg \frac{R_{xx}^0}{R_{xx}^0 + F_{xx}^0} = \arctg \frac{10,8}{28,5} = 20,7^\circ.$$

Курсовая устойчивость трактора с несимметрично присоединенным плугом. Результирующая сила создает отклоняющий момент относительно шарнира присоединения в точке E :

$$M_{откл} = R_{рез} m = 13,98 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

где $R_{рез}$ – плечо действия результирующей силы;

$$m = (x_R - \frac{x_R}{\tg \xi}) \cos \xi = 0,482 \text{ м}.$$

Рассчитаем угол наклона вектора $R_{рез}$, проведенного из точки E в точку O_R :

$$\alpha_{рез} = \arctg \frac{x_R^0}{z_R^0} = \arctg \frac{1}{4} = 15,6^\circ.$$

Боковая сила F_{xj}^Σ , приложенная в шарнире сочленения трактора с полунавесным плугом и направленная в сторону центра скоростей, равна:

$$F_{xj}^\Sigma = \frac{M_{откл}}{x_R^0} = \frac{13,98}{4} = 3,495 \text{ кН}.$$

Тогда в точке E шарнира крепления приложена равная по модулю, направленная вверх сила F_E . Подобранный результат следует из пропорции:

$$F_E^x = 10,8(1 - \frac{\tg 15,6^\circ}{\tg 20,5^\circ}) = 2,7 \text{ кН}.$$

Таким образом, для поддержания КУ при несимметричном присоединении плуга к трактору в шарнире сочленения в точке E следует приложить положительную боковую силу $F_E = 2,7-3,5$ кН, направленную к центру скоростей, а к плугу – противоположно направленную реакцию – для перераспределения боковых нагрузок на полевые доски пахотных модулей.

Стабилизация трактора. Отклоняющий момент, направленный по часовой стрелке, действу-

ет относительно полюса трения ЗВМ в точке $O_{с34}$ (рис. 2):

$$M_{откл} = T_{кр}^H [0,5(B_K + B_T) + e_{z3}] - T_{кр}^H [0,5(B_K - B_T) + e_{z3}] - F_E l_{кр},$$

где $l_{кр}$ – продольное расстояние полюса трения от точки $O_{с34}$ до точки A .

Подставив в формулу значения ширины колеи по колесам трактора $B_K = 1,7$ м, по точкам крепления тяг НУ $B_T = 0,8$ м, $T_{кр}^H = 28,16$ кН, $T_{кр}^H = 11,57$ кН, $e_{z3} = 0,25$ м, $l_{кр} = 1,15$ м, получим отклоняющий момент относительно полюса трения ходовой системы трактора:

$$M_{откл} = 28,16[0,5(1,7+0,8)+0,25] - 11,57[0,5(1,7-0,8)+0,25] - 31,15 = (50,34 - 4,45) = 45,89 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Стабилизирующий момент относительно центра создают боковые реакции, вызванные упором колес $i = 1$ и $i = 3$ в полевую борозду и боковым наклоном корпуса трактора:

$$R_{Б12} = \frac{M_{откл}}{L} = \frac{45,89}{3,0} = 15,3 \text{ кН},$$

где $L = 3$ м – продольная колесная база трактора.

Реакцию $R_{Б12} = 15,3$ кН воспринимает в основном переднее правое колесо трактора, опущенное в левую борозду. Это приводит к поломкам его диска.

Выводы

1. Из приведенных аналитических и экспериментальных данных следует, что при пахоте трактором «Беларус 2522» 6-8-корпусным плугом со смещением на поперечное расстояние $z_R = 1$ м тягивом сопротивлением $P_{кр} = 40$ кН продольные сдвиговые деформации почвы в контактах колес менее нагруженного борта больше, чем аналогичные сдвиги контактов колес, перемещающихся по дну борозды. От перехода на криволинейную траекторию трактор удерживают боковые реакции, приложенные к колесу ПВМ, движущемуся по дну борозды.

2. На основе разработанных алгоритмов и математических моделей выполнены расчеты стабилизирующих моментов и сил, действующих на курсовую устойчивость машинно-тракторного агрегата с несимметрично присоединенным полунавесным плугом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкции. Теория. Расчет. М.: МГТУ им. Баумана, 2006. 728 с.
2. Горин Г.С. Тяговая динамика, поворачиваемость и силовые потоки мобильных тягово-энергетических средств. Минск: Наука и техника, 2013. 373 с.
3. Горин Г.С. Общая и тяговая динамика поддрессированного гусеничного трактора с задненавесным ору-

дием. Кинематика // Агропанорама. 2013. N4. С. 3-7.

4. Горин Г.С. Общая и тяговая динамика поддрессированного гусеничного трактора с задненавесным оружием. Динамика // Агропанорама, 2013. N5. С. 2-6.

5. Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2016. N5. С. 3-11.

6. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прядкин В.И. Влияние давления в высокоэластичной шине на тяговые свойства колеса // Автомобильная промышленность. 2015. N2. С. 9-12.

7. Опейко Ф.А. Механика трения. Минск: Наука и техника, 1971. 152 с.

8. Жуковский Н.Е. Теория прибора Ромейко-Гурко. М.: ОНТИ НКТП СССР, 1957. Т. VIII. С. 102-106.

9. Горин Г.С., Сильченко А.А., Миранович О.Л. Основы теории, расчета и устройства малогабаритных средств мобильной энергетики. Ч. 1. Характеристики малогабаритных агрегатов. Общая и тяговая динамика. Курсовая устойчивость. Минск: БГАТУ, 2003. 100 с.

10. Горин Г. С., Захаров А.В., Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Вашула А. Стабилизация курсовой устойчивости полунавесных пахотных агрегатов // Механика машин, механизмов и материалов. 2010. N1(10). С. 12-15.

11. Захаров А.В. Улучшение курсовой устойчивости и тягово-энергетических показателей пахотного агрегата стабилизацией в горизонтальной плоскости: дис... канд. техн. наук. Минск: БГАТУ, 2008. 142 с.

12. Таларчик В., Збытек З. Влияние схемы движения трактора с плугом на уплотнение почвы и стабильность работы агрегата // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. N8. С. 16-19.

REFERENCES

1. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoy gruzopod'emnosti. Konstruktsii. Teoriya. Raschet [Wheel vehicles of especially big loading capacity. Designs. Theory. Calculation.]. Moscow: MGITU im. Bauman, 2006: 728. (In Russian)

2. Gorin G.S. Tyagovaya dinamika, povorachivaemost' i silovye potoki mobil'nykh tyagovo-energeticheskikh sredstv [Traction dynamics, turnability and power streams of mobile traction and power means]. Minsk: Nauka i tekhnika, 2013: 373. (In Russian)

3. Gorin G.S. General and traction dynamics of spring-mounted catapillar with rear implement. Kinematics. *Agropanorama*. 2013; 4: 3-7. (In Russian)

4. Gorin G.S. General and traction dynamics of spring-mounted catapillar with rear implement. Dynamics. *Agropanorama*. 2013; 5: 2-6. (In Russian)

5. Gorin G.S., Godzhaev Z.A., Golovach V.M., Kuz'min V.A. Research of turnability for construction of hybrid theory of turn. *Sel'skokhozyaystvennye mashiny i tekhnologii*. 2016; 5: 3-11. (In Russian)

6. Influence of pressure in high-elasticity tire upon wheel traction properties. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2015; 2: 9-12. (In Russian)

7. Опейко Ф.А. Механика трения [Mechanics of friction]. Минск: Наука и техника, 1971: 152. (In Russian)

8. Zhukovskiy N.E. Teoriya pribora Romeyko-Gurko [Theory of Romeyko-Gurko device]. Moscow: ONTINKTP SSSR, 1957; VIII: 102-106. (In Russian)

9. Gorin G.S., Sil'chenko A.A., Miranovich O.L. Osnovy teorii, rascheta i ustroystva malogabaritnykh sredstv mobil'noy energetiki. Ch. 1. Kharakteristiki malogabaritnykh agregatov. Obshchaya i tyagovaya dinamika. Kursovaya ustoychivost' [Bases of theory, calculation and system of small-sized means of mobile power. P. 1. Characteristics of small-sized units. General and traction dynamics. Yaw stability]. Minsk: BGATU, 2003: 100. (In Russian)

10. Gorin G.S., Zakharov A.V., Strok E.Ya., Bel'chik L.D., Vashchula A. Road holding stabilization of semimounted arable units. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*. 2010; 1(10): 12-15. (In Russian)

11. Zakharov A.V. Uluchshenie kursovoy ustoychivosti i tyagovo-energeticheskikh pokazateley pakhotnogo agregata stabilizatsiei v gorizonta'noy ploskosti [Improvement of yaw stability and traction and power indicators of tillage unit by stabilization in horizontal plane]: dis. ... kand. tekhn. nauk. Minsk: BGATU, 2008: 142. (In Russian)

12. Talarchik V., Zbytek Z. Influence scheme of movement of tractor with a plough on soil consolidation of and unit operation stability. *Traktory i sel'skokhozyaystvennye mashiny*. 2001; 8: 16-19. (In Russian)

Критерии авторства. Все авторы несут ответственность за представленные в статье сведения и плагиат.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution. The authors are responsible for information and plagiarism avoiding.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.